

doc. Ing. Vladimír ZMRHAL, Ph.D.
Bc. Filip CIZNER
ČVUT v Praze, Fakulta strojní,
Ústav techniky prostředí

Výkonové parametry a aspekty návrhu ventilátorových konvektorů

Performance Parameters and Design Aspects of Fan Convectors

Recenzent
Ing. Marcel Kadlec

Článek porovnává výkonové parametry ventilátorových konvektorů dostupných na českém trhu, které uvádí výrobci ve svých projekčních podkladech. Zmiňuje nejčastější problémy při provozu ventilátorových konvektorů, jež mohou být zapříčiněny nevhodným návrhem systému. Zabývá se okrajovými podmínkami návrhu, které je nutno zohlednit pro bezproblémový provoz a užívání systému. V příspěvku jsou prezentovány příklady návrhu ventilátorových konvektorů. Polemika je vedena nad běžnou projekční praxí, tj. návrhem systému podle chladicího výkonu s ukázkou ošidnosti takového návrhu. Je zde naznačeno, jakým způsobem postupovat, aby ventilátorové konvektory sloužily svému účelu, tj. zajištění tepelné pohody přítomných osob.

Klíčová slova: ventilátorové konvektory, nedostatečný chladicí výkon, správný návrh

The article compares performance parameters of fan convectors available on the Czech market, as stated by the manufacturers in their design documentation. It mentions the most common problems in the operation of fan convectors, which can be caused by improper system design. It deals with the boundary conditions of the design, which must be taken into account for trouble-free operation and use of the system. The paper presents examples of fan convectors designs. Polemic is conducted over common design practice, i.e. the design of a system according to the cooling capacity. The trickiness of such a design approach is demonstrated. It is indicated how to proceed so that the fan convectors serve their purpose, i.e. ensure the thermal comfort of the occupants.

Keywords: fan convectors, insufficient cooling capacity, proper design

ÚVOD

Pro komfortní klimatizaci objektů, u kterých se předpokládají odlišné požadavky na stav upravovaného vzduchu (např. administrativní budovy, hotely) se často používá vodní systém s ventilátorovými konvektory (označovaný také jako „fan-coil“) [2]. V řadě aplikací však dochází ke stížnostem, že navržený systém nepracuje správně. Často nejsou zohledněny základní podmínky návrhu a vzájemné souvislosti. Při provozu ventilátorových konvektorů se lze nejčastěji setkat s následujícími problémy:

- vznik pocitu průvanu,
- nedostatečný chladicí výkon,
- hlučnost zařízení.

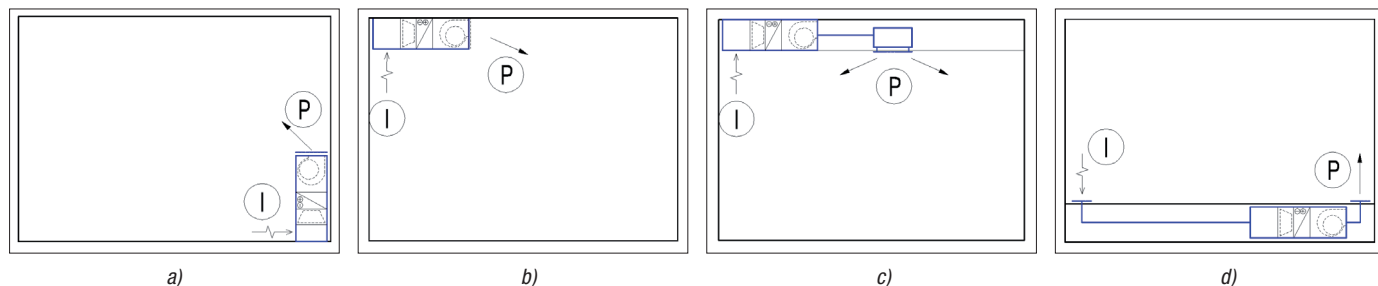
Vznik pocitu průvanu souvisí zejména s teplotou vzduchu a rychlostí proudění. Nevhodně navržený konvektor, který nezohledňuje způsob přívodu vzduchu, může způsobovat při provozu problémy. Jsou známy instalace podlahových ventilátorových konvektorů zakončených podlahovou mřížkou, které uživatelé kanceláří zakrývají, aby na ně tzv. „ne-

táhlo“. Tímto počínáním snižují průtok vzduchu a tím i chladicí výkon, což následně může vést k nedostatečnému odvodu tepelné zátěže.

Nedostatečný chladicí výkon může souviset se špatně navrženými vzduchovody, kdy dopravní tlak ventilátorů nepostačuje k překonání tlakové ztráty vzduchovodů a distribučních elementů. Většina konvektorů sice umožňuje napojení na vzduchovody, bohužel výrobci konvektorů ve svých podkladech externí dopravní tlak ventilátorů často vůbec neuvádí. Dojde-li k zatížení ventilátoru, změní se i průtok vzduchu. To je pro projektanty komplikace. Stejně tak je výhodné znát tlakovou ztrátu veškerého příslušenství konvektorů.

Nedílnou součástí ventilátorového konvektoru je ventilátor, jenž při nevhodném návrhu systému způsobuje hluk, který může být vnímán přítomnými osobami negativně a obtěžovat je. Největší problémy se projevují při vyšších otáčkách ventilátorů.

Všechny výše uvedené problémy spolu souvisí, proto by návrhu konvektoru měla být věnována náležitá pozornost.



Obr. 1 Možnosti přívodu vzduchu z ventilátorového konvektoru do místnosti: a) parapetní provedení; b) podstropní s mřížkou; c) podstropní s vířivým anemostatem; d) s podlahovou výústkou

Fig. 1 Possibilities of air supply from a fan convector to the room: a) window sill design; b) under-ceiling with grid; c) under-ceiling with swirl diffuser; d) with floor diffuser

Umístění ventilátorových konvektorů

Mezi nejčastější způsoby umístění ventilátorových konvektorů patří:

- parapetní (obr. 1a),
- podstropní zakončené mřížkou (obr. 1b),
- podstropní se vzduchovodem a vířivým anemostatem (obr. 1c),
- podlahové (obr. 1d).

VÝKONOVÉ PARAMETRY VENTILÁTOROVÝCH KONVEKTORŮ

Mezi výkonové parametry ventilátorových konvektorů patří chladicí výkon \dot{Q}_{ch} , tepelný výkon \dot{Q} , a příkon P . V článku byly analyzovány výkonové parametry od čtyř výrobců působících na českém trhu [7], [9], [10]. Výrobce [8] nabízí pouze podstropní a kazetové jednotky. Seznam zkoumaných výrobků je uveden v tab. 1.

Tab. 1 Seznam analyzovaných ventilátorových konvektorů

Tab. 1 List of analysed fan convectors

Výrobce	Označení	Počet výkonových řad	Stupňů otáček	Pohon ventilátoru	Provedení
Carrier	42C	7	5	AC i EC	parapetní
FläktGroup	Flex-Geko	2 × 8	5	AC i EC	parapetní
Galletti	Estro	10	3	AC i EC	parapetní
Daikin	FWB-BT	9	7	AC	podstropní

Chladicí výkon

Pro projektování systému s ventilátorovými konvektory je nejdůležitějším údajem chladicí výkon a průtok vzduchu. Chladicí výkon pro daný průtok vzduchu je udáván při jmenovitých podmínkách vnitřního vzduchu (např. teplota 27 °C a relativní vlhkost 47 %) a teplotě chladicí vody (např. 6/12 °C). Pro odlišné parametry nabízí solidní výrobci přepočtové koeficienty. Celkový chladicí výkon obsahuje citelnou a vázanou složku:

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{Q}_{ch,cit} + \dot{Q}_{ch,váz} \quad [W] \quad (1)$$

Někteří výrobci [9] uvádějí ve svých podkladech pouze celkový chladicí výkon, což může, při neznalosti některých souvislostí, vést k nesprávnému návrhu systému (viz dále). Z pohledu návrhu klimatizačního systému je výhodné, když výrobce ve svých podkladech uvádí jak celkový, tak i citelný chladicí výkon [7], [8], [10].

V případě, že výrobce uvádí pouze celkový chladicí výkon definovaný jako:

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{V} \rho (h_i - h_p) \quad [W] \quad (2)$$

je možné teplotu přiváděného vzduchu t_p stanovit přibližně přes faktor citelného tepla ϑ . Ze znázornění procesu chlazení v diagramu $h-x$ vyplývá:

$$\vartheta = \frac{c(t_i - t_p)}{h_i - h_p} = \frac{c(t_i - t_{p,ch})}{h_i - h_{p,ch}} \quad [-] \quad (3)$$

kde $t_{p,ch}$ je povrchová teplota chladiče:

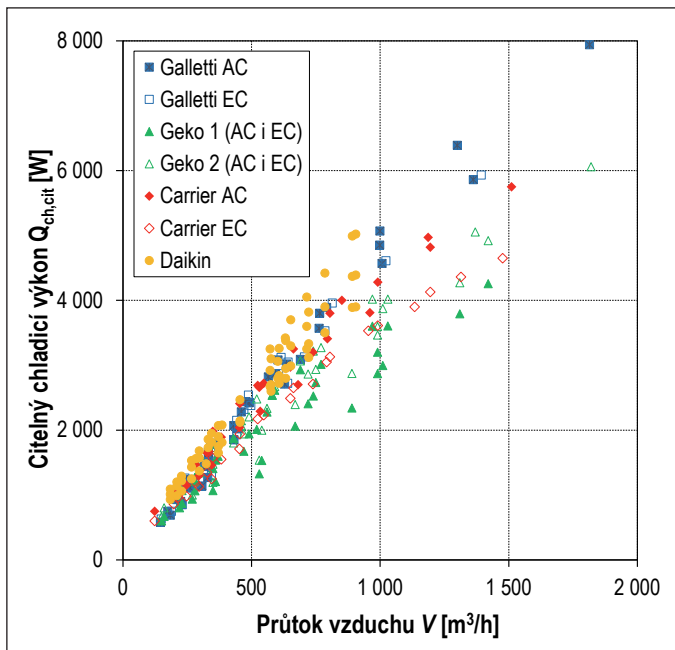
$$t_{p,ch} = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} \quad [°C] \quad (4)$$

Citelný chladicí výkon je definován jako:

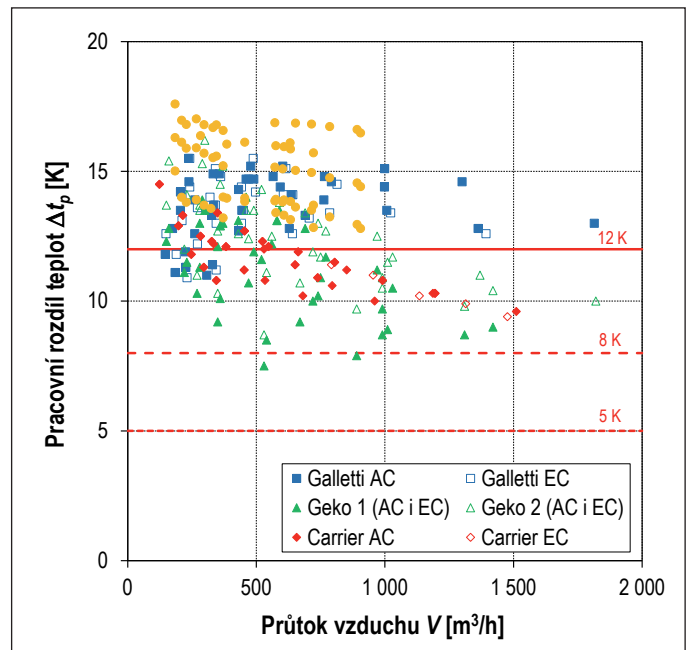
$$\dot{Q}_{ch,cit} = \dot{V} \rho c (t_i - t_p) \quad [W] \quad (5)$$

kde $t_i - t_p$ je rozdíl mezi teplotou vnitřního a přiváděného vzduchu neboli pracovní rozdíl teplot.

Na obr. 2a jsou graficky znázorněny dosahované citelné chladicí výkony zkoumaných ventilátorových konvektorů v závislosti na průtoku vzduchu. Uvedené hodnoty odpovídají teplotě vnitřního vzduchu 27 °C a relativní vlhkosti 47 %, teploty chladicí vody jsou 7/12 °C. Je zřejmé, že chladicí



a)



b)

Obr. 2 Citelný chladicí výkon (a) a pracovní rozdíl teplot Δt_p pro jmenovitý průtok vzduchu zkoumaných konvektorů (b)

Fig. 2 Sensible cooling capacity (a) and working temperature difference Δt_p for the nominal air flow of the analysed convectors (b)

výkony jsou do průtoku 500 m³/h srovnatelné, výraznější rozdíly je možné sledovat zejména pro vyšší průtoky nad 500 m³/h.

Teplota přiváděného vzduchu

Při znalosti citelného chladičového výkonu a průtoku vzduchu je možné dle (5), (6) stanovit pracovní rozdíl teplot Δt_p , resp. teplotu přiváděného vzduchu z ventilátorového konvektoru. Výsledky Δt_p pro jmenovité (maximální) výkony zkoumaných ventilátorových konvektorů jsou uvedeny na obr. 2b. Z grafu je zřejmé, že pracovní rozdíly teplot Δt_p dosahují při jmenovitém výkonu 7,5 až 17,6 K, přičemž většina hodnot je v pásmu $\Delta t_p > 12$ K.

Např. pracovní rozdíl teplot $\Delta t_p = 16$ K představuje teplotu přiváděného vzduchu $t_p = 11$ °C. Z hlediska návrhu ventilátorového konvektoru s ohledem na dosažení tepelné pohody přítomných osob (riziko vzniku průvanu) je velmi diskutabilní (viz dále), aby teplota přiváděného vzduchu z konvektoru do bytové místnosti byla 11 °C (jak je uvedeno např. v článku [4]).

Příkon

Z hlediska energetické náročnosti je zajímavým údajem příkon P ventilátorových konvektorů, který přímo ovlivňuje spotřebu elektrické energie. Příkon konvektoru závisí na typu použitého pohonu ventilátoru. Příkony zkoumaných ventilátorových konvektorů jsou uvedeny na obr. 3a. Zatímco příkony konvektorů s moderními EC motory jsou srovnatelné, příkon konvektorů s AC motory se liší. Rozdíl v příkonu konvektoru s EC a AC motorem může být dvoj- až trojnásobný, což se samozřejmě projeví na spotřebě elektrické energie. Na obr. 3b je pak uveden měrný příkon ventilátorových konvektorů $SFP = P/V$ [W/(m³/s)], který dobře vypovídá o energetické náročnosti zařízení z hlediska spotřeby elektrické energie.

PŘÍSTUPY K NÁVRHU VENTILÁTOROVÝCH KONVEKTORŮ

Následující příklady prezentují různé přístupy při návrhu ventilátorových konvektorů. Pro jednoduchost se předpokládá, že přívod venkovního větracího vzduchu $\dot{Q}_{ch,e} = 0$ a nepodílí se na úhradě tepelné zátěže. Návrhové parametry jsou: teplota vnitřního vzduchu 27 °C, relativní vlhkost 47 % a teploty vstupní a vratné chladicí vody 6/12 °C. Maximální citelná tepelná zátěž klimatizovaného prostoru je $\dot{Q}_{z,cit} = 1,92$ kW.

Poznámka: V praxi se venkovní vzduch většinou chladí v centrální vzduchotechnické jednotce na nižší teplotu přiváděného vzduchu $t_{pe} < t_i$ tak, aby bylo zajištěno jeho odvlhčení. Chladičový výkon větracího vzduchu $\dot{Q}_{ch,e}$ se pak podílí na odvodu tepelné zátěže. V níže uvedených příkladech byl zvolen izotermní přívod vzduchu $t_{pe} = t_i$ pro názornost. V případě, že $t_{pe} < t_i$ pak citelný tepelný výkon ventilátorového konvektoru musí být:

$$\dot{Q}_{ch,cit} \geq \dot{Q}_{z,cit} - \dot{Q}_{ch,e}$$

Příklad 1 – nesprávný přístup

Projektant volí ventilátorový konvektor z podkladů výrobce (tab. 2) dle tepelné zátěže a vybere velikost 2. Konvektor pracuje v rozmezí otáček 3 až 5 s tím, že maximální chladičový výkon je 2,3 kW při průtoku vzduchu 535 m³/h. Běžný provoz se předpokládá při otáčkách 3 a 4, pouze při extrémní zátěži pracuje konvektor v 5. stupni otáček.

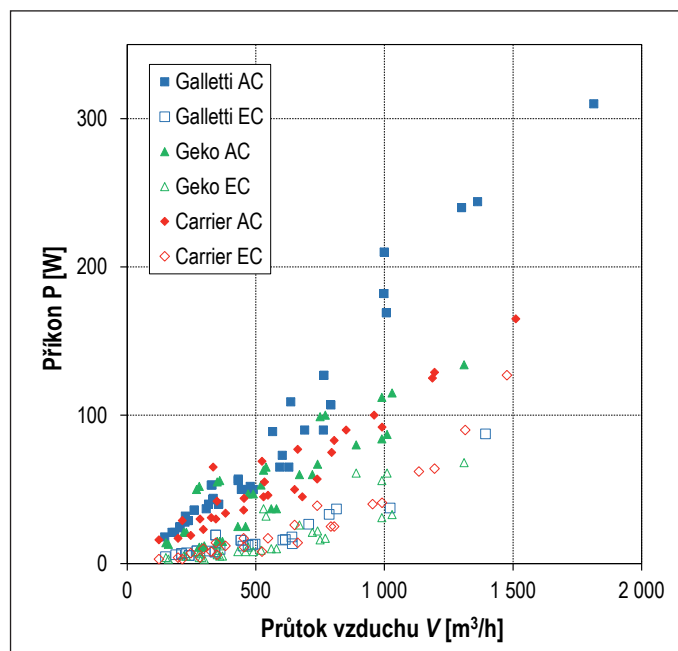
Jedná se o návrh v projekční praxi běžný (podobným způsobem se navrhují rovněž chladivové klimatizační systémy), nicméně nesprávný.

Na první pohled je ventilátorový konvektor navržen s rezervou, neboť jeho chladičový výkon je vyšší než tepelná zátěž a návrh je v tomto směru v pořádku. Při bližším zkoumání podkladů výrobce [9] zjistíme, že chla-

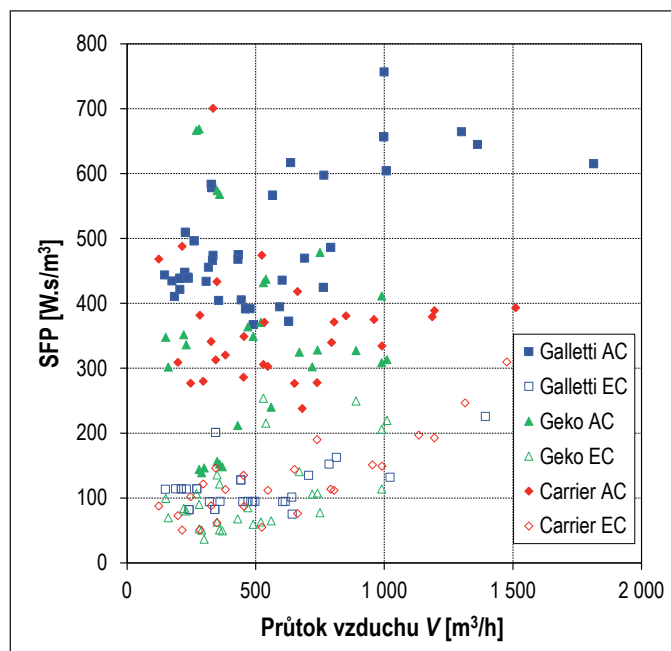
Tab. 2 Výkonové parametry vybraného ventilátorového konvektoru (zdroj: [9]) 6/12 °C

Tab. 2 Performance parameters of the selected fan convector (source: [9]) 6/12 °C

Velikost	Stupeň otáček	Průtok vzduchu [m ³ /h]	Výkonová řada 1		Akustický tlak [dB(A)]
			Chladičový výkon [kW]	Tepelný výkon [kW]	
2	1	155	1,0	1,0	< 20
	2	225	1,3	1,2	26
	3	280	1,6	1,4	33
	4	355	1,8	1,6	37
	5	535	2,3	2,0	49



a)



b)

Obr. 3 Příkon (a) a měrný příkon (b) zkoumaných ventilátorových konvektorů

Fig. 3 Power input (a) and specific power input (b) of the analysed fan convectors

dicí výkon uvedený v jeho podkladech (tab. 2) je celkový chladicí výkon a pro zjištění citelného výkonu je nutné provést přibližný přepočít s použitím psychrometrických výpočtů [1] a rovnice (2), (3), (5).

Z rovnice (2) stanovíme entalpii přiváděného vzduchu:

$$h_p = h_i - \frac{\dot{Q}_{ch}}{\dot{V}\rho} = 53,7 - \frac{2,3 \cdot 3600}{535 \cdot 1,2} = 40,8 \quad [\text{kJ/kg}]$$

a z rovnice (3) pak jeho teplotu:

$$t_i - t_p = \frac{(t_i - t_{p,ch})}{h_i - h_{p,ch}} h_i - h_p = \frac{(27 - 9)}{53,7 - 27,3} 53,7 - 40,8 = 8,8 \quad [\text{K}]$$

$$t_p = t_i - 8,8 = 27 - 8,8 = 18,2 \quad [^\circ\text{C}]$$

Citelný chladicí výkon ventilátorového konvektoru dle (5) pak bude:

$$\dot{Q}_{ch,cit} = \dot{V}\rho c(t_i - t_p) = \frac{535}{3600} 1010 \cdot 1,2(27 - 18,2) = 1585 \quad [\text{W}]$$

Z výsledku zjišťujeme, že citelný chladicí výkon činí $\dot{Q}_{ch,cit} = 1,58 \text{ kW}$ při teplotě přiváděného vzduchu z konvektoru $t_p = 18,2 \text{ }^\circ\text{C}$. Z uvedeného vyplývá, že vybraný konvektor není schopen uhradit při návrhovém stavu (za extrémních podmínek) tepelnou zátěž dané místnosti:

$$\dot{Q}_{ch,cit} < \dot{Q}_{z,cit}$$

Příklad 2 – přístup na hraně možnosti ventilátorového konvektoru

Zadání je shodné jako v předchozím případě, tj. tepelná zátěž klimatizované místnosti $\dot{Q}_{z,cit} = 1,92 \text{ kW}$. Projektant tentokrát volí ventilátorový konvektor dle tab. 3 o velikosti 4. Konvektor pracuje při otáčkách 1 až 3 s tím, že maximální chladicí výkon je 2,9 kW při průtoku 485 m³/h.

Obdobně jako v předchozím případě provedeme výpočet citelného chladicího výkonu dle rovnic (2), (3) a (5). Z výsledků vyplývá, že citelný chladicí výkon činí $\dot{Q}_{ch,cit} = 1,99 \text{ kW}$ a platí:

$$\dot{Q}_{ch,cit} \geq \dot{Q}_{z,cit}$$

Ventilátorový konvektor je tak schopen odvést tepelnou zátěž místnosti i při extrémním zatížení. Teplota přiváděného vzduchu z konvektoru je však $t_p = 14,8 \text{ }^\circ\text{C}$, což je hodnota na hraně možností distribuce přiváděného vzduchu do prostoru. Pro takto vysoký pracovní rozdíl teplot se obvykle používají přívodní výusti s intenzivním směřováním (vířivé anemostaty). Použití ventilátorového konvektoru v parapetním, podlaho-

Tab. 3 Výkonové parametry vybraného ventilátorového konvektoru (zdroj: [9]) 6/12 °C
Tab. 3 Performance parameters of the selected fan convector (source: [9]) 6/12 °C

Velikost	Stupeň otáček	Průtok vzduchu [m ³ /h]	Výkonová řada 1		Akustický tlak [dB(A)]
			Chladicí výkon [kW]	Tepelný výkon [kW]	
4	1	285	2,0	1,9	20
	2	355	2,3	2,2	25
	3	485	2,9	2,6	33
	4	715	3,6	3,2	42
	5	980	4,3	3,7	50

vém nebo podstropním provedení s mřížkou je v tomto případě prakticky vyloučeno, resp. s největší pravděpodobností povede k problémům s pocitem průvanu.

Příklad 3 – správný přístup

Správný přístup je navrhovat ventilátorový konvektor s ohledem na průtok vzduchu \dot{V} a pracovní rozdíl teplot ($t_i - t_p$) pro odvod tepelné zátěže $\dot{Q}_{z,cit}$ a následně kontrolovat jeho výkon $\dot{Q}_{ch,cit}$.

Pracovní rozdíl teplot ($t_i - t_p$) se může pohybovat v rozmezí 3 až 12 K a je nutné ho volit s ohledem na umístění konvektoru a zvolenou distribuci vzduchu v prostoru, obdobně jako je tomu u návrhu výustí [1]. Doporučené hodnoty pracovního rozdílu teplot pro různé varianty instalace ventilátorových konvektorů jsou uvedeny v tab. 4.

Tab. 4 Doporučené pracovní rozdíly teplot pro různé varianty řešení

Tab. 4 Recommended operating temperature differences for various design variants

Umístění konvektoru	Typ distribučního elementu (výusti)	($t_i - t_p$)	Poznámka
parapetní	mřížka	6 – 8 K	s ohledem na vzdálenost od pracovního místa
kazetové		až 8 K	
podstropní	obdélníková výust'	6 – 8 K	pouze pro horizontální směr proudu
podstropní	vířivý anemostat	8 – 12 K	s ohledem na výšku umístění anemostatu
podlahové	podlahová mřížka	3 – 6 K	s ohledem na vzdálenost od pracovního místa

Celkový průtok vzduchu potřebný pro odvod tepelné zátěže např. pro parapetní umístění je:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_{z,cit}}{\rho c(t_i - t_p)} = \frac{1,92 \cdot 1000}{1,2 \cdot 1010 \cdot 8} = 0,198 \quad [\text{m}^3/\text{s}] = 713 \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (7)$$

Na základě vypočítaného průtoku vzduchu \dot{V} se pro danou aplikaci vybere ventilátorový konvektor. Z podkladu výrobce (tab. 5) vybíráme velikost 4 s otáčkami 2 až 4.

Tab. 5 Výkonové parametry vybraného ventilátorového konvektoru (zdroj: [9]) 6/12 °C
Tab. 5 Performance parameters of the selected fan convector (source: [9]) 6/12 °C

Velikost	Stupeň otáček	Průtok vzduchu [m ³ /h]	Výkonová řada 1		Akustický tlak [dB(A)]
			Chladicí výkon [kW]	Tepelný výkon [kW]	
4	1	285	2,0	1,9	20
	2	355	2,3	2,2	25
	3	485	2,9	2,6	33
	4	715	3,6	3,2	42
	5	980	4,3	3,7	50

Z výsledku výše uvedeného příkladu 3 je zřejmé, že správný návrh „dle průtoku“ ventilátorových konvektorů vede k volbě zařízení s větším výkonem a ventilátorový konvektor se zdá být předimenzovaný (často je nutné zvolit vyšší výkonovou řadu). Výkon konvektoru je nutné regulovat na straně vody. Další možností, jak využít ventilátorový konvektor s ohledem na zvolenou aplikaci, je zvýšit teplotu chladicí vody, což umožňuje pro-

vozovat ventilátorový konvektor s vyšší energetickou účinností. V tab. 6 je příklad, jak se změní výkon zvoleného konvektoru při teplotě vody 12/16 °C. Celkový chladicí výkon je v tomto případě roven citelnému výkonu ($t_{pchl} > t_{tr}$). Je zřejmé, že takto provozovaný konvektor rovněž zajistí odvod tepelné zátěže.

Tab. 6 Výkonové parametry vybraného ventilátorového konvektoru (zdroj: [9]) 12/16 °C
Tab. 6 Performance parameters of the selected fan convector (source: [9]) 12/16 °C

Velikost	Stupeň otáček	Průtok vzduchu [m³/h]	Výkonová řada 1		Akustický tlak [dB(A)]
			Chladicí výkon [kW]	Tepelný výkon [kW]	
4	1	285	1,18	2,9	20
	2	355	1,36	3,4	25
	3	485	1,71	4,0	33
	4	715	2,12	4,6	42
	5	980	2,54	5,3	50

Komplexní návrh ventilátorových konvektorů vč. respektování vlhkostní zátěže, variantního řešení přívodu venkovního vzduchu a chladicího výkonu větracího vzduchu je uveden v literatuře [2]. Není účelem tohoto příspěvku opakovat informace již publikované, nýbrž upozornit na specifika návrhu ventilátorových konvektorů.

ZÁVĚR

Nesprávný návrh ventilátorových konvektorů může vést k nepříjemnostem při provozu zařízení a ke stížnostem ze strany uživatelů. Často jsou nepříjemnosti způsobeny nesprávným návrhem nebo nezohledněním projekčních podkladů či základních podmínek provozu zařízení. S ohledem na relativně vysoký výkon chladiče při nízkých teplotách vody (6/12 °C) je možné oběhový vzduch chladit nezdídká až na hodnoty kolem 10 °C. To v letním období způsobí problémy se vznikem průvanu a systém takto nelze provozovat. Doporučuje se navrhovat systémy podle průtoku, což může vést k volbě výkonově většího a dražšího zařízení.

Obdobná situace se projevuje i u chladivových systémů, kde návrh podle chladicího výkonu může vést k obdobným problémům. U těchto systémů je však situace složitější s ohledem na specifickou regulaci na straně chladiva.

Kontakt na autora: Vladimír.Zmrhal@fs.cvut.cz

Použité zdroje:

- [1] DRKAL, F., ZMRHAL, V. Větrání. Vysokoškolské skriptum. 2. vydání. Česká technika – nakladatelství ČVUT, 2018.
- [2] DRKAL, F., LAIN, M., ZMRHAL, V. Klimatizace. Vysokoškolské skriptum. Česká technika – nakladatelství ČVUT, 2017.
- [3] CIZNER, F. *Výkonové parametry ventilátorových konvektorů*. Praha: 2019. Bakalářská práce. ČVUT v Praze, Fakulta strojní.
- [4] FARKA, J. Chladicí trám nebo fan-coil? TZB-info [online]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/7147-chladici-tram-nebo-fan-coil>
- [5] TROJAN, R., KOMÁREK, L. Fan coil – jeho pád nebo renesance. TZB-info [online]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/8857-fan-coil-jeho-pad-nebo-renaissance>
- [6] ZMRHAL, V., LAIN, M. Prvky větracích a klimatizačních zařízení (II) – 1. část Distribuce vzduchu. TZB-info [online]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/vzducho-technicka-zarizeni/4139-prvky-ventracich-a-klimatizacnich-zarizeni-ii-2-cast>
- [7] Technické podklady Carrier. Room Fan Coils: 42N [online]. 2015. [cit. 2019-02-23]. Dostupné z: https://dms.hvacpartners.com/docs/1001/Public/OD/14494_PSD_12_2015_42N.pdf

- [8] Technické podklady Daikin. *Katalog 2017–2018: Chladicí jednotky, fan coil jednotky a vzduchotechnická zařízení* [online]. 2017. Dostupné z: http://www.cz-klimatizace.cz/files/cenik_-_katalog_2017/katalog-aplikovane-systemy-daikin-2017-2018-azchl.pdf
- [9] Technické podklady FläktGroup. *Flex-Geko®: Projekční data* [online]. 2018. Dostupné z: <https://www.flaktgroup.com>
- [10] Technické podklady Galletti. *Hydronic indoor units* [online]. 2013. [cit. 2018-11-15]. Dostupné z: http://www.galletti.cz/galletti2013/Data/Galletti_konvektory.pdf

Seznam označení:

- c* měrná tepelná kapacita [J/kg.K]
- h* entalpie [kJ/kg_{s,v}]
- P* příkon [W]
- Q* výkon [W]
- SFP* měrný příkon ventilátoru [W.s/m³]
- t* teplota [°C]
- V* objemový průtok [m³/s]
- ρ* hustota [kg/m³]
- Δt* rozdíl teplot [K]

Indexy:

- cit* citelný
- e* venkovní
- ch* chladicí
- i* vnitřní
- p* přiváděný
- p, ch* povrchová chladiče
- pe* přiváděný venkovní
- rb* rosného bodu
- váz* vázaný
- w1* vstupní vody
- w2* vratné vody
- z* zátěž

„Vzduch pro život“ – nová osobní ochranná pomůcka při požáru

Na trhu se v roce 2019 objevila nová osobní ochranná pomůcka, která je nazvaná „vzduch pro život“ (AirForLife®). Je to pomůcka primárně určená jako pomoc osobám při požáru v uzavřeném prostoru, např. v domácnosti, v hotelovém pokoji či v kanceláři. Při požáru v uzavřeném prostoru se hladina kyslíku ve vzduchu rychle snižuje. Kyslík je nahrazován zplodinami hoření a může být z prostoru úplně vytěsněn. Při požáru, kdy dochází k nedokonalému spalování, vzniká oxid uhelnatý, který má asi 210krát větší afinitu k hemoglobinu než kyslík, což znemožňuje vazbu kyslíku na hemoglobin a může způsobit otravu.

Kyslík je z fyziologického hlediska nutný pro život. Pokud se osoba vyskytuje v prostoru s nízkou hladinou kyslíku, dochází k hypoxémii (nedostatek kyslíku v krvi), která po určité době přechází v hypoxii (nedostatečné okysličení tkání). Nedostatek kyslíku se může projevovat dušností, zmateností, halucinacemi, zhoršováním kvality vědomí a může přejít až v kóma. Nedostatek kyslíku tak může ovlivnit nejen možnosti evakuace, ale i samotné přežití.

Tato nová osobní ochranná pomůcka je lehká, přenosná a skládá se z inhalací masky, hadičky a plechovky, která slouží jako externí zdroj kyslíku. V plechovce je kyslík adsorbovaný na povrchu aktivního uhlí. Aktivní uhlí obsahuje velmi jemné póry, jejichž povrch je velký (například jedna čajová lžička aktivního uhlí má plochu srovnatelnou s fotbalovým hřištěm). Plechovka o průměru 66 mm a výšce 220 mm je schopna poskytnout až 22 litrů kyslíku. To představuje dodávku kyslíku po dobu 8 až 12 minut, což z hlediska evakuace může hrát významnou roli. Také následná případná resuscitace je snadnější, neboť po vdechování kyslíku je tkáň kyslíkem nasycena. Uvolnění kyslíku z plechovky je řešeno stiskem ve vrchní části plechovky. Po stisknutí proudí kyslík hadičkou do masky a je doplňován okolním vzduchem, který prochází přes kouřové a chemické filtry. Po uvolnění stisknuté části kyslík proudit přestává. Od uvedení na trh již tato pomůcka získala řadu ocenění: „Best PPE Accessory“ a „Aerosol of the Year“.

Zdroj: *International Fire Protection* (<https://ifpmag.mdmpublishing.com/international-fire-protection-issue-81-march-2020/>) (Pavla Pechová)